

Driving torque distribution control system for vehicle and the method thereof

Patent number: DF19523354

Publication date: 1996-01-04

Inventor: MATSUNO KOJI (JP)

Applicant: FUJI HEAVY IND LTD (JP)

Classification:

- international: B60K23/08; B60K23/04; B60K17/348

- **europaan:** B60K17/346B; B60K23/08B; B60K28/16T; B60T8/00B4;
B60T8/00B10H

Application number: DE19951023354 19950627

Priority number(s): JP19940144656 19940627

Also published as:

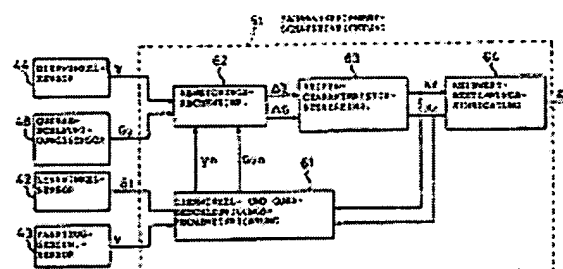
US 5742917 (A1)

J P8002274 (A)

G B2290884 (A)

Abstract of DE19523354

In a four wheel drive vehicle the torque distribution ratio to the wheels is controlled 55 in accordance with an estimate 51 of the road surface friction coefficient. The road surface friction coefficient calculation 53 is based upon detected steering angle 42, vehicle speed 43 and yaw rate 44. Alternatively (figure 6) the torque distribution ratio may be controlled in accordance with a calculated yaw moment (74) of the vehicle so as to protect the vehicle from tack-in phenomena.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 195 23 354 A 1**

⑤1 Int. Cl. 6:
B 60 K 23/08
B 60 K 23/04
B 60 K 17/348

②1 Aktenzeichen: 195 23 354.9
②2 Anmeldetag: 27. 6. 95
④3 Offenlegungstag: 4. 1. 96

DE 195 23 354 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
27.06.94 JP 6-144656

⑦1 Anmelder:
Fuji Jukogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

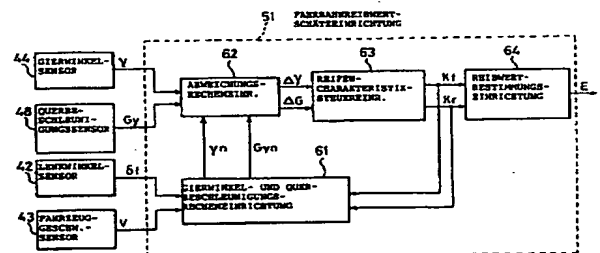
⑦4 Vertreter:
Meissner, Bolte & Partner, 80538 München

⑦2 Erfinder:
Matsuno, Koji, Nitta County, Gunma, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug

⑤7 Bei einem Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug mit Allradantrieb ist es wichtig, eine Antriebskraft auf die Vorder- und Hinterräder nach Maßgabe des Reibwerts der Fahrbahndecke richtig zu verteilen. Insbesondere dann, wenn ein Fahrzeug auf Straßen mit einer Fahrbahndecke mit kleinen Reibwerten fährt, ist es sehr wichtig, die sich ständig ändernden Reibwerte der Fahrbahndecke abzuschätzen und die Antriebskraft nach Maßgabe der geschätzten Reibwerte zu steuern. Dabei umfaßt das Steuersystem zur Antriebskraftverteilung folgendes: eine Einrichtung (51) zum Abschätzen von Reibwerten der Fahrbahn in jedem Augenblick auf der Basis von Daten von einem Lenkwinkelsensor (42), einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) und einem Gierwinkelsensor (44) und zur Einbeziehung dieser Daten in die Berechnung der Drehkraftverteilung auf die Vorder- und Hinterräder. Außerdem ist eine Giermoment-Recheneinheit (74) vorgesehen, um das Phänomen des Nach-Innen-Ziehens des Fahrzeugs durch richtige Steuerung der linken und rechten Räder zu verhindern.



DE 195 23 354 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 11. 95 508 061/899

28/29

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Steuersystem zur variablen Verteilung der Antriebskraft zwischen Vorder- und Hinterrädern eines Fahrzeugs oder zwischen einem linken und einem rechten Hinterrad des Fahrzeugs, insbesondere auf der Basis von Berechnungen unter Anwendung von Fahrzeugparametern, wie z. B. einer Motorabtriebsdrehkraft, einer Fahrzeuggeschwindigkeit, eines Lenkwinkels oder eines Gierwinkels.

Es ist allgemein bekannt, daß ein Fahrzeug ein für sein jeweiliges Antriebssystem — beispielsweise ein Frontmotor/Heckantrieb-System (FR-System), ein Frontmotor/Frontantrieb-System (FF-System) — spezifisches Fahrverhalten zeigt. Außerdem ist es bekannt, daß ein Fahrzeug mit permanentem Allradantrieb, das ein Zwischendifferential aufweist, hinsichtlich des Fahrverhaltens im Grenzbereich gegenüber den gewöhnlichen FR- oder FF-Fahrzeugen verbessert werden kann, wenn beispielsweise ganz plötzlich gebremst wird oder wenn das Fahrzeug eine Kurve durchfährt. Solche Fahrzeuge mit Allradantrieb werden immer populärer, weil sie ein Lenkverhalten zwischen Über- und Untersteuern haben und es deshalb heißt, daß Fahrzeuge mit Allradantrieb und Zwischendifferential leicht zu fahren sind.

Ein Beispiel für ein Steuersystem zur Antriebskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterrädern eines Fahrzeugs mit Allradantrieb und Zwischendifferential ist die ungeprüfte JP-Patentanmeldung Toku-Kai-Sho 63-13824, bei der eine Querbeseleunigung während der Kurvenfahrt detektiert und eine Differentialbegrenzungs-drehkraft entsprechend dem Ausmaß der Querbeseleunigung in einer hydraulischen Lamellenkupplung erzeugt wird, so daß die Antriebskraftverteilung zwischen den Vorder- und Hinterrädern so gesteuert wird, daß kein Durchdrehen oder Nach-Außen-Schieben während der Kurvenfahrt bewirkt wird.

Weitere Beispiele dieser Technik finden sich in den ungeprüften JP-Patentanmeldungen Toku-Kai-Sho 61-229616 und Toku-Kai-Hei 3-74221. Das erstgenannte Dokument zeigt eine Technik, bei der die Antriebskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterrädern oder zwischen dem linken und dem rechten Rad dadurch variabel gesteuert wird, daß ein Durchdrehen oder Nach-Außen-Schieben auf der Basis einer Differenz zwischen einem Soll-Gierwinkel, der aus dem Lenkwinkel und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet wird, und einem Ist-Gierwinkel detektiert wird, und das letztgenannte Dokument zeigt eine Technik, bei der die Antriebskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterrädern oder zwischen dem linken und rechten Rad variabel gesteuert wird, indem eine Änderung der Lenkcharakteristik über die Zeit aus einem Lenkwinkel, einer Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Ist-Gierwinkel berechnet wird.

Bei diesen bekannten Techniken beispielsweise nach der Toku-Kai-Sho 63-13824 ist jedoch, da der Kurvenfahrzustand nur durch die Querbeseleunigung detektiert wird, der steuerbare Bereich auf einen sogenannten linearen Reifenhaftungsbereich begrenzt, in dem sich die Seitenkraft proportional zu einem Schräglaufwinkel des Reifens ändert. Wenn also das Fahrzeug auf einer Straße mit kleinem Haftreibungsbeiwert bzw. Reibwert fährt und in einen solchen Grenzbereich gelangt, daß die Reifenhaftkraft eine Grenze erreicht und die Räder des Fahrzeugs durchzudrehen beginnen, ändert sich die Seitenkraft auf nichtlineare Weise, und die Ist-Querbeseleunigung ändert sich willkürlich entsprechend dem Fahrzeugverhalten in einem Durchdrehzustand, so daß ein Kurvenfahrzustand des Fahrzeugs nicht exakt beurteilt werden kann. Da außerdem in den angegebenen Dokumenten Toku-Kai-Sho 61-229616 und Toku-Kai-Hei 3-74221 der Kurvenfahrzustand des Fahrzeugs aufgrund eines Signals von einem Gierwinkelsensor beurteilt wird, ist zu erwarten, daß das Fahrzeugverhalten zwar präziser als bei dem Dokument Toku-Kai-Sho 63-13824 beurteilt werden kann, aber dieser Stand der Technik ist hinsichtlich der Steuerung im Grenzbereichszustand immer noch unzureichend.

Die Erfindung soll die oben angesprochenen Nachteile und Unzulänglichkeiten des Standes der Technik beseitigen.

Aufgabe der Erfindung ist die Bereitstellung eines Steuersystems für die Antriebskraftverteilung, das die Verteilung der Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs auf solche Weise richtig steuern kann, daß das Fahrzeug mit guter Stabilität unter allen Fahrbedingungen zwischen Geradeausfahrt und Kurvenfahrt angetrieben werden kann, und zwar auf allen Straßen zwischen solchen mit großem Reibwert und solchen mit kleinem Reibwert.

Zur Lösung dieser Aufgabe sieht die Erfindung eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung in dem Antriebskraftverteilung-Steuersystem vor. Beim Stand der Technik ist in den Steuerparametern der Antriebskraftverteilung-Steuersysteme der Haftreibungsbeiwert bzw. Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn entweder nicht berücksichtigt oder, falls doch, nur als ein Festwert bzw. eine Konstante vorgesehen. Bei der Erfindung dagegen wird der Reibwert ständig auf der Basis von verschiedenen erfaßten Fahrzeugdaten in der Steuereinheit selbst abgeschätzt, so daß diese geschätzten Reibwerte als ganz wichtige Steuervariable verwendet werden, um Antriebskraftverteilungsverhältnisse zu bestimmen, die den Fahr- und Fahrbahnzuständen entsprechen. Da das Antriebskraftverteilung-Steuersystem gemäß der Erfindung Reibwerte der Fahrbahn im Bereich zwischen einer Fahrbahn mit großem Reibwert und einer solchen mit kleinem Reibwert abschätzt, kann das Fahrzeug aufgrund dieser Eigenschaft sicher und bequem unter ganz verschiedenen Fahrbahnbedingungen gefahren werden.

Das Antriebskraftverteilung-Steuersystem gemäß der Erfindung ist gekennzeichnet durch einen Drehzahlsensor zum Messen einer Motordrehzahl; einen Gaspedalöffnungswinkelsensor zum Messen eines Gaspedalöffnungswinkels; einen Getriebepositionssensor zum Erfassen einer Getriebeposition; einen Lenkwinkelsensor zum Messen eines Lenkwinkels; einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit; einen Gierwinkelsensor zum Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs; eine Eingangsdrehkraft-Schätzeinrichtung zum Schätzen einer Eingangsdrehkraft auf der Basis der Motordrehzahl, des Gaspedalöffnungswinkels und der Getriebeposition; eine Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit; eine Gierwinkelzunahme-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit; eine Soll-Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors auf der Basis des

Soll-Gierwinkels, des Gierwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierwinkelzunahme; eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung zum Schätzen des Reibwerts einer Fahrbahn auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels; und eine Antriebskraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung zum Berechnen eines Antriebskraftverteilungsverhältnisses auf der Basis des Eingangsdruckkraft, des Soll-Stabilitätsfaktors, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Gierwinkels und des Reibwerts.

Die Erfindung wird nachstehend, auch hinsichtlich weiterer Merkmale und Vorteile, anhand der Beschreibung von Ausführungsbeispielen und unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen näher erläutert. Die Zeichnungen zeigen in:

Fig. 1 ein Blockdiagramm, das Einrichtungen zeigt, die ein Antriebskraftverteilung-Steuersystem gemäß der Erfindung zur Verteilung der Antriebskraft auf Vorder- und Hinterräder eines Fahrzeugs bilden;

Fig. 2 ein Diagramm, das die Kraftübertragung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb und ein hydraulisches Steuersystem dafür gemäß der Erfindung zeigt;

Fig. 3 ein Diagramm eines zweirädrigen Fahrzeugmodells in der Seitenbewegung;

Fig. 4 ein Blockdiagramm, das die Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung zeigt;

Fig. 5 ein Diagramm der Beziehung zwischen dem Seitenkraftbeiwert und dem Schräglaufwinkel des Reifens;

Fig. 6 ein Blockdiagramm, das die Einrichtungen zum Steuern der Antriebskraftverteilung gemäß der Erfindung auf das linke und das rechte Hinterrad eines Fahrzeugs zeigt; und

Fig. 7 ein Diagramm eines zweirädrigen Fahrzeugmodells in der Kurvenfahrbewegung.

Unter Bezugnahme auf Fig. 2 wird nachstehend das Prinzip des Aufbaus der Kraftübertragung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb beschrieben, bei dem die Steuerung der Antriebskraftverteilung auf Vorder- und Hinterräder sowie auf linke und rechte Räder möglich ist.

Dabei sind vorgesehen ein Motor 1, eine Kupplung 2, ein Getriebe 3, eine Abtriebswelle 4 des Getriebes 3 und ein Zwischendifferential 20. Die Abtriebswelle 4 des Getriebes 3 verbindet das Getriebe 3 mit dem Zwischendifferential 20. Das Zwischendifferential 20 ist über eine Frontantriebswelle 5 mit einem Vorderachsdifferential 7 verbunden, das ein linkes Vorderrad 9L und ein rechtes Vorderrad 9R durch eine Antriebsachse 5 treibt. Eine Heckantriebswelle 6 und eine Gelenkwelle oder Kardanwelle 10 verbinden das Zwischendifferential 20 und das Hinterachsdifferential 11 miteinander, das ein linkes Hinterrad 13L und ein rechtes Hinterrad 13R über eine Antriebsachse 12 treibt.

Das Hinterachsdifferential 11 besteht aus Kegelrädern, und bei dieser Ausführungsform ist eine hydraulische Hinterachs-Lamellenkupplung 28 als Differentialbegrenzungseinheit zwischen einem Differentialgehäuse 11a und einem Achswellenkegelrad 11b des Hinterachsdifferentials 11 vorgesehen. Wenn eine Hinterachsdifferential-Begrenzungsdruckkraft der Hinterachskupplung 28 Null ist, wird die Drehkraft gleichmäßig auf das linke Hinterrad 13L und das rechte Hinterrad 13R verteilt, und wenn die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdruckkraft erzeugt wird und einen Wert T_d annimmt, wird die Drehkraft um den Wert T_d von einem schnelllaufenden Rad zu einem langsamlaufenden Rad umverteilt, und wenn eine Differentialsperre bei dem Höchstwert der Differentialbegrenzungsdruckkraft T_d wirksam wird, wird die Drehkraft auf die beiden Räder 13L, 13R nach Maßgabe eines Produkts $W \cdot \mu$ aus einer Last W , die auf das linke Hinterrad 13L bzw. das rechte Hinterrad 13R aufgebracht wird, und einem Reibwert μ der Fahrbahn verteilt.

Das Zwischendifferential 20 ist aus einem Verbundplanetengetriebe aufgebaut und weist folgendes auf: ein erstes Sonnenrad 21, das auf der Abtriebswelle 4 des Getriebes 3 befestigt ist, ein zweites Sonnenrad 22, das auf der Heckantriebswelle 6 befestigt ist, eine Vielzahl von Ausgleichsradachsen 23, die um diese Sonnenräder 21, 22 herum angeordnet sind, ein erstes Ausgleichsrad 23a, das auf der Ausgleichsradachse 23 befestigt ist und mit dem ersten Sonnenrad 21 kämmt, und ein zweites Ausgleichsrad 23b, das auf der Ausgleichsradachse 23 befestigt ist und mit dem zweiten Sonnenrad 22 kämmt.

Ferner weist das Planetengetriebe auf: ein Antriebsrad 25, das auf der Abtriebswelle 4 drehbar angebracht ist, einen Planetenträger 24, der an dem Antriebsrad 25 befestigt und mit der Ausgleichsradachse 23 drehbar verbunden ist, und ein angetriebenes Rad 26, das an der Frontantriebswelle 5 befestigt ist und mit dem Antriebsrad 25 kämmt. In dem so aufgebauten Zwischendifferential wird die Eingangsdruckkraft zum ersten Sonnenrad 21 in einem vorbestimmten Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis auf den Planetenträger 24 und das zweite Sonnenrad 22 aufgeteilt, und die zwischen der Vorder- und der Hinterachswelle erzeugte Rotationsdifferenz, wenn das Fahrzeug eine Kurve durchfährt, wird durch die Planetenrotation der Ausgleichsradachse 23 absorbiert. Das Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis kann mit einem gewünschten Wert bestimmt werden durch Wahl der miteinander in Eingriff befindlichen Teilkreise der Sonnenräder 21, 22 und der Ausgleichsräder 23a, 23b. Wenn et das Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis, TF die Vorderraddrehkraft und TR die Hinterraddrehkraft ist, dann ist es möglich, das Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis et beispielsweise wie folgt zu bestimmen:

(Formel 1):

$$TF : TR = 34 : 66.$$

In diesem Fall versteht es sich, daß das Drehkraftverteilungsverhältnis so vorgegeben ist, daß auf die Hinterräder eine größere Drehkraft als auf die Vorderräder aufgebracht wird.

Eine als hydraulische Reibungskupplung vom Lamellentyp ausgebildete zentrale Kupplung 27 ist dem Zwischendifferential 20 unmittelbar nachgeschaltet. Die zentrale Kupplung 27 umfaßt eine Trommel 27a, die koaxial an dem Planetenträger 24 befestigt ist, und eine Nabe 27b, die koaxial an der Heckantriebswelle 6 befestigt ist. Durch Steuerung der zentralen Kupplung 27 wird eine Differentialbegrenzungsdruckkraft T_c erzeugt, um den Ausgleichsbetrieb des Zwischendifferentials 20 zu begrenzen, und außerdem wird es möglich, die Drehkraft von

Hinterrädern auf Vorderräder sowie von Vorderrädern auf Hinterräder zu übertragen.

Im Fall eines Frontmotors, wobei WF ein Vorderradgewicht, WR ein Hinterradgewicht und ew ein statisches Gewichtsverteilungsverhältnis zwischen dem Vorderradgewicht WF und dem Hinterradgewicht WR ist, soll ew wie folgt angenommen werden:

(Formel 2):

$$WF : WR = 62 : 38.$$

Wenn die zentrale Kupplung vollständig eingerückt ist und die Reibwerte der Vorder- und Hinterräder auf der Fahrbahn einander gleich sind, wird die Drehkraft zwischen den Vorder- und den Hinterrädern mit dem in der Formel (2) ausgedrückten Verhältnis verteilt. Da aber die Drehkraft auch mit dem in der Formel (1) ausgedrückten Verhältnis verteilt werden kann, kann das Drehkraftverteilungsverhältnis in einem weiten Bereich zwischen (1) und (2) nach Maßgabe der Differentialbegrenzungsdrehkraft Tc der zentralen Kupplung 27 gesteuert werden.

Als nächstes werden das hydraulische Steuersystem zur Steuerung der zentralen Kupplung 27 und der Hinterachskupplung 28 beschrieben.

Die hydraulische Steuereinrichtung für die zentrale Kupplung umfaßt eine Hydraulikpumpe 30 zur Erzeugung von hydraulischem Druck, einen Druckregler 31 zur Regelung des hydraulischen Drucks, eine Hydraulikleitung 33, ein Hilfssteuerventil 36 zur weiteren Regelung des hydraulischen Drucks, eine Hydraulikleitung 38, eine Drossel 37, ein Betriebs-Magnetventil 40 zum Erzeugen eines Betriebsdrucks Pd und ein Kupplungssteuerventil 34 zum Betätigen der zentralen Kupplung 27 nach Maßgabe des Betriebsdrucks Pd. Das heißt also, daß die Differentialbegrenzungsdrehkraft Tc nach Maßgabe des Werts des Betriebsdrucks Pd variabel gesteuert wird.

Andererseits umfaßt die hydraulische Steuereinrichtung 32' für die Hinterachskupplung ein Betriebs-Magnetventil 40' zum Erzeugen eines Betriebsdrucks Pd und ein Kupplungssteuerventil 34' zusätzlich zu der Hydraulikpumpe 31, dem Hilfssteuerventil 36 und anderen Elementen, die gemeinsam mit der hydraulischen Kupplungssteuereinrichtung vorgesehen sind. Die Differentialbegrenzungsdrehkraft Td der Hinterachskupplung 28 wird nach Maßgabe des Betriebsdrucks Pd auf die gleiche Weise wie bei der Steuereinrichtung für die zentrale Kupplung variabel gesteuert.

Als nächstes wird die Steuerung des Antriebskraftverteilung-Steuersystems beschrieben, wobei zuerst die Steuerung der Antriebskraftverteilung auf die Vorder- und Hinterräder erläutert wird.

Wenn sich die Reifencharakteristik in einem linearen Bereich befindet, sind die Seitenkraftbeiwerte der Vorder- und der Hinterräder konstant, wenn aber das Fahrzeug ein Grenzverhalten wie etwa ein "Durchdrehen" infolge einer verlorengegangenen Reifenhaftung bzw. Bodenhaftung zeigt, während das Fahrzeug unter Beschleunigung eine Kurve auf einer Straße mit kleinem Reibwert durchfährt, wird die Seitenführungskraft des Reifens verringert. Das Steuersystem basiert auf dem Gedanken, daß es möglich ist, Reibwerte der Fahrbahn zu schätzen, indem die Verringerung der Seitenführungskraft des Reifens als eine Verringerung des Seitenkraftbeiwerts behandelt wird. Auf der Basis dieses Gedankens ist es außerdem möglich, die auf einen nichtlinearen Bereich der Reifencharakteristik erweiterte Fahrzeugbewegungsgleichung zu analysieren, wenn das Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit kleinem Reibwert fährt.

Nach der Theorie des Reibungskreises ist es bekannt, daß die Seitenführungskraft des Reifens durch die Antriebskraft beeinflusst wird und die Stabilität eines Fahrzeugs im nichtlinearen Schlupfbereich aufgrund des Stabilitätsfaktors von Lenkcharakteristiken beurteilt werden kann.

Daher wird also gemäß der Erfindung zuerst ein Reibwert der Fahrbahn geschätzt durch Erhalt eines Seitenkraftbeiwerts von Vorder- und Hinterrädern in einem nichtlinearen Bereich, und zwar auf der Basis von verschiedenen Parametern, und ein kritisches Verhalten des Fahrzeugs wird zahlenmäßig durch Anwendung des Stabilitätsfaktors ausgedrückt. Außerdem können Charakteristiken der Fahrzeugbewegung im linearen Bereich präzise erfaßt werden durch die Analyse von Fahrzeugbewegungsgleichungen auf der Basis der Antriebskraft, von Fahrbedingungen, des Reibwerts der Fahrbahn und des Stabilitätsfaktors. Es ist somit möglich, die Stabilität des Fahrzeugs zu verbessern, beispielsweise ein Durchdrehen des Fahrzeugs zu verhindern, indem die Antriebskraftverteilung auf die Vorder- und Hinterräder so gesteuert wird, daß immer ein konstanter Stabilitätsfaktor erhalten wird.

Es ist infolgedessen wichtig, den Seitenkraftbeiwert der Vorder- und Hinterräder in dem nichtlinearen Bereich auf der Basis von verschiedenen Parametern zu erhalten und einen Reibwert der Fahrbahn auf der Basis des Seitenkraftbeiwerts zu schätzen. Der Seitenkraftbeiwert kann aus einem Lenkwinkel, einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einem Ist-Gierwinkel erhalten werden. Bei einer Methode zum Schätzen eines Reibwerts der Fahrbahn wird beispielsweise der Seitenkraftbeiwert geschätzt durch Vergleich des aus der Fahrzeugbewegungsgleichung errechneten Gierwinkels mit dem Ist-Gierwinkel auf On-line-Basis. Dabei wird der Seitenkraftbeiwert nach der Methode der Parametereinstellung entsprechend einer Theorie der adaptiven Steuerung berechnet, wie noch beschrieben wird.

Zuerst wird eine Gleichung der seitlichen Fahrzeugbewegung gebildet unter Anwendung eines Fahrzeugbewegungsmodells, wie es in Fig. 3 gezeigt ist. Die Gleichung wird wie folgt geschrieben: (Formel 3):

$$2C_f + 2C_r = M \cdot G_y,$$

mit Cf, Cr = Seitenführungskraft des linken bzw. rechten Rads; M = Fahrzeuggewicht; und Gy = Querschleunigung.

Andererseits wird eine Gleichung der Fahrzeugbewegung um den Schwerpunkt wie folgt geschrieben:

(Formel 4):

$$2C_f \cdot L_f - 2C_r \cdot L_r = I_z \cdot \dot{\gamma},$$

mit L_f, L_r = Abstand von dem Schwerpunkt zu dem Vorder- bzw. dem Hinterrad; I_z = Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs; und γ = Gierwinkel. 5

Die Querbeschleunigung G_y wird wie folgt geschrieben:

(Formel 5):

$$G_y = \dot{V}_y + V \cdot \dot{\gamma},$$

mit V = Fahrzeuggeschwindigkeit und V_y = Seitenschlupfgeschwindigkeit. 10

Ferner haben zwar die Seitenführungskräfte C_f, C_r ein Ansprechverhalten wie eine zeitliche Verzögerung erster Ordnung, aber bei Vernachlässigung dieser Verzögerung werden die Seitenführungskräfte wie folgt geschrieben: 15

(Formel 6):

$$C_f = K_f \cdot \alpha_f, C_r = K_r \cdot \alpha_r,$$

mit K_f, K_r = Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; und α_f, α_r = Seitenschlupfwinkel des Vorder- bzw. des Hinterrads. 20

Wenn andererseits der Gedanke eines äquivalenten Seitenkraftbeiwerts unter Berücksichtigung der Auswirkungen von Wanken des Fahrzeugs oder der Radaufhängung eingeführt wird, werden die Seitenschlupfwinkel (α_f, α_r wie folgt beschrieben: 25

(Formel 7):

$$\alpha_f = \frac{\delta_f}{n} - \frac{V_y + L_f \cdot \dot{\gamma}}{V}$$

$$\alpha_r = \delta_r - \frac{V_y - L_r \cdot \dot{\gamma}}{V}$$

mit δ_f, δ_r = Lenkwinkel des Vorder- bzw. des Hinterrads und n = Lenkgetriebeverhältnis. 30

Die obigen Gleichungen (3) bis (7) sind fundamentale Bewegungsgleichungen.

Verschiedene Parameter werden geschätzt, indem diese Gleichungen als Zustandsvariable ausgedrückt werden und eine Parameterjustiermethode auf die Theorie der adaptiven Steuerung angewandt wird. Der Seitenkraftbeiwert wird aus den so geschätzten Parametern erhalten. Hinsichtlich der Parameter eines tatsächlich gebauten Fahrzeugs gibt es ein Fahrzeuggewicht, ein Gierträgheitsmoment und dergleichen. Bei der Entwicklung der Theorie werden diese Fahrzeugparameter als konstant angenommen, und nur der Seitenkraftbeiwert wird als variabel angenommen. Der Seitenkraftbeiwert des Reifens ist entsprechend einer Nichtlinearität der Querkraft gegen den Schlupfwinkel, einer Auswirkung des Reibwerts der Fahrbahn, einer Auswirkung der Gewichtsverlagerung und dergleichen veränderlich. Wenn a ein durch die Änderung des Gierwinkels γ geschätzter Parameter und b ein aufgrund des Vorderrad-Lenk winkels δ_f geschätzter Parameter ist, werden die Seitenkraftbeiwerte der Vorder- und Hinterräder K_f, K_r beispielsweise wie folgt geschrieben: 40

(Formel 8):

$$K_f = b \cdot I_z \cdot n / 2L_f$$

$$K_r = (a \cdot I_z + L_f \cdot K_f) / L_r.$$

Der Seitenkraftbeiwert des Vorder- und des Hinterrads K_f, K_r im nichtlinearen Bereich werden geschätzt durch Substitution der Fahrzeuggeschwindigkeit V , des Lenkwinkels δ_f und des Gierwinkels γ in die vorgenannten Gleichungen. Außerdem wird durch Vergleich der so geschätzten Seitenkraftbeiwerte K_f, K_r mit denjenigen auf einer Fahrbahn mit großem Reibwert für jeden vorderen und hinteren Reifen, beispielsweise auf die nachstehende Weise, ein Reibwert μ der Fahrbahn berechnet, und ebenfalls auf der Basis des berechneten Reibwerts μ wird ein geschätzter Reibwert E im nichtlinearen Bereich mit hoher Genauigkeit bestimmt. 45

(Formel 9)

$$\mu_f = K_f / K_{f0}$$

$$\mu_r = K_r / K_{r0},$$

mit μ_f, μ_r = Reibwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; K_f, K_r = geschätzter Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; und K_{f0}, K_{r0} = äquivalenter Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads auf der Fahrbahn mit großem Reibwert. Dabei sind die äquivalenten Seitenkraftbeiwerte K_{f0}, K_{r0} Reibwerte, die gegeben sind durch Korrektur der Reifencharakteristik, von der angenommen wird, daß sie eine Seitenführungs- 60

kraft erzeugt, die zu dem Schlupfwinkel proportional ist, und zwar in einem Bereich, in dem ein Reifenschlupfwinkel aufgrund der Charakteristiken der Fahrzeugaufhängung u. a. sehr klein ist.

Die vorstehenden Gleichungen sind wie folgt zu verstehen:

Wenn das Fahrzeug bei voller Reifenhaftung auf einer Fahrbahn mit großem Reibwert fährt und dabei sowohl die Vorder- als auch die Hinterräder im linearen Bereich der Reifencharakteristik liegen, können die geschätzten Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r als gleich den äquivalenten Seitenkraftbeiwerten K_{fo} bzw. K_{ro} angesehen werden, und infolgedessen werden die Reibwerte μ_s mit 1,0 geschätzt. Wenn das Fahrzeug nach außen schiebt bzw. driftet, wird der Schräglaufwinkel des Vorderrads sehr groß, und daher wird, wie in Fig. 5 gezeigt ist, geschätzt, daß der geschätzte Seitenkraftbeiwert $K_f = \text{Vorderrad-Seitenführungskraft/Vorderrad-Schräglaufwinkel}$ äußerst klein wird. Wenn das Fahrzeug bzw. ein Rad durchdreht, wird ebenfalls der geschätzte Seitenkraftbeiwert $K_r = \text{Hinterrad-Seitenführungskraft/Hinterrad-Schräglaufwinkel}$ äußerst klein. Um dieses Problem zu vermeiden, legt man den größeren der geschätzten Reibwerte für die Vorder- und Hinterräder als einen geschätzten Reibwert "E" der Fahrbahnoberfläche fest.

Als nächstes wird der Fall beschrieben, daß die Drehkraft zwischen den Vorder- und Hinterrädern aufgeteilt wird.

Die Bewegungsgleichung eines Fahrzeugs kann analysiert werden, indem sie auf den nichtlinearen Bereich ausgedehnt wird unter Nutzung der Fahrzeuggeschwindigkeit V , des Gierwinkels γ , des Eingangsdrehmoments T_i , des Soll-Stabilitätsfaktors A_t , des geschätzten Reibwerts E der Fahrbahn u. a. Das Drehkraftverteilungsverhältnis α zwischen den Vorder- und Hinterrädern wird nach Maßgabe der folgenden Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs berechnet.

(Formel 10):

$$\alpha = \frac{-b + \sqrt{b^2 - ac}}{a}$$

α sollte in diesem Fall $0 \leq \alpha \leq 1$ sein.

Bei $\alpha > 1$ wird α als 1 belassen, und bei $\alpha < 0$ wird α als 0 belassen.

$$Gx' = (T_i \cdot G_t / R_t) / (W / g)$$

$$Gy' = V \cdot \gamma$$

(Formel 11):

$$a = \left\{ -\frac{L_f \cdot L^2}{2L_r^2} \left(K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) + \frac{L_r \cdot L^2}{2L_f^2} \left(K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \right\} \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3}$$

$$b = -\frac{L_r \cdot L^2}{2L_f^2} \left(K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot Gx' \cdot h}{2gL} \right) \frac{(Gx')^2 Gy'}{g^3 E^3}$$

(Formel 12):

$$\begin{aligned}
c = & 2L_f \left(K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left(1 + \frac{h \cdot G_{x'}}{L_r \cdot g} - \frac{h^2}{2L_r^2} \left(\frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right) \right\} \\
& - 2L_r \left(K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left\{ 1 - \frac{h \cdot G_{x'}}{L_f \cdot g} \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{L_f^2} - \frac{L^2}{E^2 L_f^2} \right) \left(\frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right\} \right\} + A_t \frac{g \cdot L^2}{W} \cdot \frac{\partial Y_f}{\partial \beta_f} \cdot \frac{\partial Y_r}{\partial \beta_r}
\end{aligned}$$

(Formel 13):

$$\begin{aligned}
\frac{\partial Y_f}{\partial \beta_f} = & 2 \left(K_{fo} - \frac{K_{fc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left\{ 1 + \frac{h \cdot G_{x'}}{L_r \cdot g} \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{L_r^2} - \frac{L^2}{4E^2 L_r^2} \right) \left(\frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right\} \right\}
\end{aligned}$$

(Formel 14):

$$\begin{aligned}
\frac{\partial Y_r}{\partial \beta_r} = & 2 \left(K_{ro} + \frac{K_{rc} \cdot W \cdot G_{x'} \cdot h}{2gL} \right) \left\{ 1 - \frac{G_{y'}}{2gE} \left\{ 1 - \frac{h \cdot G_{x'}}{L_f \cdot g} \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{h^2}{L_f^2} - \frac{L^2}{4E^2 L_f^2} \right) \left(\frac{G_{x'}}{g} \right)^2 \right\} \right\}
\end{aligned}$$

(Formel 15):

$$A_t = A_{to} - \left(\frac{\delta f}{G_r \delta_f + \Delta r} - \frac{1}{G_r} \right) / (L_v)$$

$$G_r = \left(\frac{1}{1 - \frac{W}{2L^2} \cdot \frac{L_f K_f - L_r K_r}{K_f K_r}} \right) \cdot \frac{v}{L}$$

mit $G_{x'}$ geschätzte Längsbeschleunigung; $G_{y'}$ = geschätzte Querbewegung; W = Fahrzeuggewicht; h = Höhe des Schwerpunkts; L = Radstand; L_f = Entfernung zwischen dem Schwerpunkt und dem Vorderrad; L_r = Entfernung zwischen dem Schwerpunkt und dem Hinterrad; K_{fo} , K_{ro} = äquivalente Seitenkraftbeiwerte

der Vorder- bzw. der Hinterräder im linearen Bereich; K_f , K_r = Gewichtsabhängigkeit des Seitenkraftbeiwerts, der durch die Aufstandslast einem partiellen Differential unterliegt; G_t = Achsuntersetzung; R_t = Reifendurchmesser; T_i = Eingangsdrehkraft; A_t = Soll-Stabilitätsfaktor; A_{t0} = Referenz-Sollstabilitätsfaktor (eine vorbestimmte Konstante, auf schwache Untersteuerung eingestellt); δ_f = Vorderrad-Lenkwinkel; G_γ = Gierwinkelzunahme; $\Delta\gamma$ = Differenz zwischen dem Ist-Gierwinkel und dem Soll-Gierwinkel; und V = Fahrzeuggeschwindigkeit.

Auf der Basis der vorstehenden Gleichungen wird nachstehend das Steuersystem gemäß Fig. 1 beschrieben.

Verschiedene Daten, und zwar ein von einem Lenkwinkelsensor 42 erfaßter Lenkwinkel δ_f , eine von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 43 erfaßte Fahrzeuggeschwindigkeit V , ein von einem Gierwinkelsensor 44 erfaßter Gierwinkel γ , eine von einem Drehzahlsensor 45 erfaßte Motordrehzahl N , ein von einem Gaspedalwinkelsensor 46 erfaßter Gaspedalwinkel Φ und eine von einem Getriebestellungssensor 47 erfaßte Getriebestellung P werden in die Steuereinheit 50 eingegeben.

In einer Reibwertschätzeinrichtung 51 werden die Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r der Vorder- und Hinterräder auf der Basis der eingegebenen Daten, und zwar des Lenkwinkels δ_f , der Fahrzeuggeschwindigkeit V und des Ist-Gierwinkels γ , nach der genannten Theorie der adaptiven Steuerung geschätzt. Die Reibwerte der Fahrbahn werden aus den Verhältnissen der geschätzten Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r zu den äquivalenten Seitenkraftbeiwerten K_{f0} , K_{r0} auf der Fahrbahn mit großem Reibwert ($\mu = 1,0$) berechnet. Um Schwierigkeiten zu vermeiden, daß etwa die geschätzten Seitenkraftbeiwerte der Vorderräder extrem klein werden, wenn die Vorderräder nach außen schieben, wenn also das Fahrzeug selbst bei eingeschlagenem Lenkrad keine Kurve fahren würde, oder daß die geschätzten Seitenkraftbeiwerte der Hinterräder zu klein werden, wenn das Fahrzeug durchdreht, wird unter den Reibwerten der Vorder- und der Hinterräder ein größerer Reibwert als geschätzter Reibwert E der Fahrbahnoberfläche ausgewählt.

In der Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung 52 wird der Soll-Gierwinkel γ_t auf der Basis der eingegebenen Daten, und zwar des Lenkwinkels δ_f und der Fahrzeuggeschwindigkeit V , bestimmt. Der Soll-Gierwinkel δ_t und der Ist-Gierwinkel γ werden in eine Soll-Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung 53 eingegeben, in der der Soll-Stabilitätsfaktor A_t der Lenkcharakteristik bestimmt und nach Maßgabe der Differenz zwischen beiden Gierwinkeln γ_t und γ korrigiert wird. Dabei wird der Stabilitätsfaktor so bestimmt, daß er eine geringfügig schwache Untersteuerungs-Charakteristik bei durchschnittlichen Fahrzeugen hat. Wenn daher das Fahrzeug durchdreht oder nach außen schiebt, wird der Stabilitätsfaktor A_t zahlenmäßig entsprechend der Änderung des Ist-Gierwinkels γ festgelegt.

Andererseits wird in der Eingangsdrehkraft-Schätzeinrichtung 54 eine Motorausgangsleistung T_e aus den eingegebenen Daten, und zwar der Motordrehzahl N und dem Gaspedalöffnungswinkel Φ , geschätzt, und eine Eingangsdrehkraft T_i des Zwischendifferentials wird berechnet durch Multiplikation der geschätzten Motorausgangsleistung T_e mit einem Übersetzungsverhältnis g in der Getriebestellung P .

Diese Daten, also Fahrzeuggeschwindigkeit V , Ist-Gierwinkel γ , Eingangsdrehkraft T_i , Soll-Stabilitätsfaktor A_t und geschätzter Reibwert E , werden einer Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung 55 zugeführt, in der das Drehkraftverteilungsverhältnis α zwischen den Vorder- und den Hinterrädern unter Anwendung der obigen Gleichungen berechnet wird. Das Drehkraftverteilungsverhältnis α und die Eingangsdrehkraft T_i werden in eine Differentialbegrenzungs-drehkraft-Recheneinrichtung 56 eingegeben, in der eine Zwischendifferential-Begrenzungs-drehkraft T_c nach der folgenden Gleichung berechnet wird:

$$T_c = (\alpha - D_i) \cdot T_i,$$

mit D_i = Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis, das durch die Kombination von Planetenrädern des Zwischendifferentials 20 bestimmt ist, wie bereits beschrieben wurde. Bei dieser Ausführungsform wird die Gewichtsverteilung zwischen den Vorder- und Hinterrädern auf die Hinterräder hin gerichtet. Wenn die Gewichtsverteilung auf die Vorderräder hin gerichtet wird, wird die obige Gleichung wie folgt umgeschrieben:

$$T_c = (D_i - \alpha) \cdot T_i.$$

Wenn die berechnete Zwischendifferential-Begrenzungs-drehkraft T_c negativ ist, bleibt in diesen Gleichungen $T_c = 0$. Die so berechnete Drehkraft T_c wird in der Recheneinrichtung 56 für die Zwischendifferential-Begrenzungs-drehkraft in ein Drehkraftsignal umgewandelt, und das Drehkraftsignal wird einer Einschaltdauer-Umwandlungseinrichtung 57 zugeführt, in der es in eine bestimmte Einschaltdauer D umgewandelt wird, und diese Einschaltdauer wird an das Magnetventil 40 abgegeben.

Als nächstes wird der Betrieb dieser Ausführungsform beschrieben.

Zuerst wird die Ausgangsleistung des Motors 1 durch die Kupplung 2 in das Getriebe geleitet, und die umgewandelte Leistung wird dem ersten Sonnenrad 21 des Zwischendifferentials 20 zugeführt. Da, wie zuvor beschrieben, das Referenz-Drehkraftverteilungsverhältnis α so vorgegeben ist, daß es auf die Hinterräder hin gerichtet ist, wird die Antriebskraft an den Planetenträger 24 und das zweite Sonnenrad 22 mit diesem Drehkraftverteilungsverhältnis abgegeben. Wenn die zentrale Kupplung 27 ausgerückt wird, wird die Antriebskraft mit diesem Verteilungsverhältnis α auf die Vorder- und Hinterräder übertragen.

Infolgedessen zeigt das Fahrzeug ein Fahrverhalten wie ein Fahrzeug mit Frontmotor/Heckantrieb. Da das Zwischendifferential 20 frei ist, kann das Fahrzeug ungehindert Kurven fahren, während gleichzeitig darin die Rotationsdifferenz zwischen den Vorder- und den Hinterrädern absorbiert wird. Wenn dabei das Einschaltdauer-signal von der Steuereinheit 50 an das Magnetventil 40 abgegeben wird, wird von der hydraulischen Steuereinrichtung 32 die Differentialbegrenzungs-drehkraft T_c erzeugt. Die Drehkraft T_c umgeht das zweite Sonnenrad und den Planetenträger 24 und wird auf die Vorderräder übertragen. Infolgedessen wird auf die Vorderräder

eine größere Drehkraft als auf die Hinterräder verteilt, so daß die zu den Vorderrädern hin gerichtete Drehkraftverteilung erhalten wird.

Während das Fahrzeug fährt, werden Signale betreffend den Lenkwinkel δ_f , die Fahrzeuggeschwindigkeit V und den Ist-Gierwinkel γ in die Steuereinheit 50 eingegeben, und das Fahrzeugverhalten wird ständig beobachtet. Wenn das Fahrzeug auf einer Straße fährt, deren Fahrbahndecke einen großen Reibwert hat, fällt der Ist-Gierwinkel γ annähernd mit dem Soll-Gierwinkel γ_t zusammen, der auf der Basis des Lenkwinkels δ_f und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in der Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung 52 bestimmt wird. Infolgedessen ist der Stabilitätsfaktor A_t mit schwacher Untersteuerung vorgegeben, und die Lenkcharakteristik des Fahrzeugs wird ständig auf schwacher Untersteuerung gehalten.

Die von der Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung 51 berechneten geschätzten Reibwerte E werden zu der Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung 55 übertragen, in der das Drehkraftverteilungsverhältnis α auf der Basis der folgenden Daten berechnet wird: dieses berechneten Reibwerts E , der Fahrzeuggeschwindigkeit V , des Ist-Gierwinkels γ , des Stabilitätsfaktors A_t und der Eingangsdrehkraft T_i .

Bei Geradeausfahrt des Fahrzeugs wird das Drehkraftverteilungsverhältnis α primär auf der Basis der Eingangsdrehkraft T_i und der geschätzten Längsbeschleunigung G_x' bestimmt.

Wenn das Fahrzeug Kurven durchfährt, wird das Drehkraftverteilungsverhältnis α primär auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit V und der geschätzten Querbewegung G_y' bestimmt, die durch den Ist-Gierwinkel γ bestimmt ist. Da der Ist-Gierwinkel γ einer Rückführungsregelung unterworfen ist, wird das Steuersystem durch Störungen oder Regelungsfehler nicht beeinflusst.

Wenn das Fahrzeug auf der Fahrbahn mit kleinem Reibwert eine Kurve durchfährt bzw. dreht und die Drehkraft stärker auf die Hinterräder als auf die Vorderräder verteilt wird, wird zuerst die Seitenführungskraft des Reifens auf der Hinterradseite infolge einer übermäßigen Traktion der Hinterräder verringert, und infolgedessen haben die Hinterräder in Querrichtung Schlupf. Wenn dann schließlich die Reifenhaftung einen Grenzwert überschreitet und das Fahrzeug durchzudrehen beginnt, werden in der Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung 51 die Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r der Vorder- und Hinterräder auf der Basis des Lenkwinkels δ_f , der Fahrzeuggeschwindigkeit V und des Ist-Gierwinkels γ entsprechend dem Fahrzeugverhalten geschätzt. Für jedes der Vorder- und Hinterräder wird der Reibwert der Fahrbahn berechnet durch Vergleich des Reibwerts mit demjenigen der Fahrbahn mit dem höchsten Reibwert, und unter den so berechneten Reibwerten wird der höchste ausgewählt. Dieser höchste Reibwert ist der geschätzte Reibwert E .

In der Soll-Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung 53 wird ferner der Soll-Stabilitätsfaktor A_t entsprechend der oben beschriebenen Gleichung (15) bestimmt, und zwar auf der Basis der Gierwinkelzunahme G_y , die durch die Gierwinkelzunahme-Bestimmungseinrichtung 58 bestimmt ist, und der Differenz $\Delta\gamma$ zwischen dem Ist-Gierwinkel γ und dem Soll-Gierwinkel γ_t , der von der Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung 52 bestimmt wird. Wenn beispielsweise infolge des Durchdrehens des Fahrzeugs der Ist-Gierwinkel größer als der Soll-Gierwinkel wird, wird der Soll-Stabilitätsfaktor A_t größer als der Referenz-Sollstabilitätsfaktor A_{t0} , d. h. der Soll-Stabilitätsfaktor A_t wird in Richtung einer stärkeren Untersteuerung korrigiert. Dann wird in der Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung 55 das Drehkraftverteilungsverhältnis α berechnet und gesteuert, indem es zu den Vorderrädern hin gerichtet wird, und infolgedessen wird die Seitenführungskraft der Hinterräder größer, so daß ein Durchdrehen des Fahrzeugs verhindert wird.

Somit wird die Rückführungsregelung durch den Soll-Stabilitätsfaktor A_t so durchgeführt, daß der Ist-Gierwinkel mit dem Soll-Gierwinkel übereinstimmt, und somit wird das Fahrzeugverhalten jederzeit im Zustand einer günstigen schwachen Untersteuerung gehalten.

Als nächstes wird die Steuerung der Drehkraftverteilung zwischen linken und rechten Rädern beschrieben. Dabei wird als Beispiel der Steuerung zwischen linken und rechten Rädern die Drehkraftverteilungssteuerung zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad erläutert.

Das Drehkraftverteilungs-Steuersystem dieser Ausführungsform basiert auf dem nachstehenden Prinzip.

Wenn eine Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d während einer schnellen Kurvenfahrt bei unbetätigtem Gaspedal zunimmt, wird die Bremskraft des äußeren Hinterrads größer als die des inneren Hinterrads, und infolgedessen erzeugt die Differenz zwischen diesen Bremskräften ein Moment M , das darauf gerichtet ist, das Fahrzeug geradeaus zu fahren. Es ist bekannt, daß dieses Moment M wirksam ist, um ein Nach-Innen-Ziehen des Fahrzeugs zu verhindern. Andererseits kann das Ausmaß des Nach-Innen-Drückens aus der Abweichung des Ist-Gierwinkels γ von dem Soll-Gierwinkel γ_t beurteilt werden, den der Fahrer eines Fahrzeugs entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeit V und dem Lenkwinkel δ_f beim Durchfahren der Kurve bestimmt. Wenn das zahlenmäßige Ausmaß des Nach-Innen-Ziehens als eine Änderung des Stabilitätsfaktors identifiziert wird, kann das Nach-Innen-Ziehen durch Erzeugen eines Giermoments M verhindert werden, um so diese Änderung des Stabilitätsfaktors aufzuheben. Das heißt also, daß zur Vermeidung des Nach-Innen-Drückens die Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d so bestimmt werden sollte, daß das Giermoment M erzeugt wird.

Zuerst wird der Soll-Gierwinkel γ wie folgt bestimmt.

Bei einem zweirädrigen Modell gemäß Fig. 7 werden Bewegungsgleichungen wie folgt geschrieben: (Formel 16):

$$m v (\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r$$

$$I \dot{\gamma} = L_f \cdot C_f - L_r \cdot C_r$$

mit γ = Ist-Gierwinkel; β = Schräglaufwinkel des Fahrzeugs; V = Fahrzeuggeschwindigkeit (V ist konstant); m = Fahrzeugmasse; I = Gierträgheitsmoment; C_f, C_r = Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; L_f, L_r = Abstand zwischen dem Schwerpunkt und einer Achse des Vorder- bzw. des Hinterrads.

Die Beziehung zwischen dem Seitenkraftbeiwert und dem Schräglaufwinkel des Reifens im linearen Bereich wird als $C_f = 2K_f \cdot \alpha_f$, $C_r = 2K_r \cdot \alpha_r$ geschrieben, wobei K_f, K_r ein äquivalenter Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads und α_f, α_r ein Schräglaufwinkel des Reifens des Vorder- bzw. des Hinterrads ist.

Unter Einführung der obigen Beziehung in die Gleichungen (Formel 16) werden die Bewegungsgleichungen ferner wie folgt geschrieben:
(Formel 17):

$$m v \dot{\beta} + 2(K_f + K_r) \beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r) / V\} \gamma$$

$$= 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r) \beta + I \dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / V\} \gamma$$

$$= 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r$$

Auf der Basis der obigen fundamentalen Fahrzeugbewegungsgleichungen wird der Soll-Gierwinkel γ_t erhalten.

Als nächstes wird erläutert, wie das Giermoment M und die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft T_d berechnet werden.

Wenn die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft T_d in Bewegungsgleichungen des zweirädrigen Fahrzeugmodells von Fig. 7 eingeführt wird, werden diese wie folgt geschrieben:
(Formel 18):

$$m v (\dot{\beta} + \gamma) = C_f + C_r \quad (1)$$

$$I \dot{\gamma} = L_f C_f - L_r C_r - M \quad (2)$$

mit γ = Gierwinkel (variabel); β = Schräglaufwinkel des Fahrzeugs (variabel); m = Fahrzeugmasse; V = Fahrzeuggeschwindigkeit; C_f, C_r = Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; I = Gierträgheitsmoment; L_f, L_r = Abstand zwischen dem Schwerpunkt und einer Achse des Vorder- bzw. des Hinterrads; M = durch die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft erzeugtes Moment.

Die Seitenführungskraft des Vorder- und des Hinterrads wird jeweils wie folgt geschrieben:
(Formel 19):

$$C_f = 2K_f \alpha_f$$

$$C_r = 2K_r \alpha_r \quad (3)$$

mit C_f, C_r = Seitenführungskraft des Vorder- bzw. des Hinterrads; K_f, K_r = Seitenkraftbeiwert des Vorder- bzw. des Hinterrads; α_f, α_r = ein Schräglaufwinkel des Reifens des Vorder- bzw. des Hinterrads.

Wenn die Lenkwinkel δ_f bzw. δ_r in die Reifenschräglaufwinkel α_f bzw. α_r substituiert werden, führt die Substitution der Gleichung (3) in die Gleichungen (1) und (2) zu den folgenden Gleichungen:
(Formel 20):

$$m v \dot{\beta} + 2(K_f + K_r) \beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r) / V\} \gamma$$

$$= 2K_f \delta_f + 2K_r \delta_r \quad (4)$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r) \beta + I \dot{\gamma} + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / V\} \gamma + M$$

$$= 2L_f K_f \delta_f - 2L_r K_r \delta_r \quad (5)$$

Als nächstes werden die Charakteristiken des Fahrzeugs erläutert, wenn es auf einem fixierten Kreis fährt. In diesem Fall sind sowohl der Schräglaufwinkel β des Fahrzeugs als auch der Gierwinkel γ konstant, und

Abweichungen davon läßt man Null sein. Die Gleichungen (4) und (5) werden wie folgt geschrieben:
(Formel 21):

$$2(K_f + K_r) \beta + \{m v + 2(L_f K_f - L_r K_r) / v\} \gamma = 2K_f \delta f \quad (6)$$

$$2(L_f K_f - L_r K_r) \beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / v\} \gamma + M = 2L_f K_f \delta f \quad (7)$$

wobei der Lenkwinkel δf des Hinterrads Null sein sollte.

Die Gleichung (7) wird in die folgende Gleichung überführt:
(Formel 22):

$$2(L_f K_f - L_r K_r) \beta + \{2(L_f^2 K_f + L_r^2 K_r) / v + M / \gamma\} / \gamma = 2L_f K_f \delta f \quad (8)$$

Die Lösung von γ ist durch die Gleichungen (6) und (8) wie folgt gegeben:
(Formel 23):

$$\gamma = \left(\frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{L_f K_f - L_r K_r}{K_f K_r} v^2 + \frac{K_f + K_r}{2L^2 K_f K_r} \cdot M \frac{v}{\gamma}} \right) \frac{v}{L} \delta f \quad (9)$$

mit L = Radstand ($L_f + L_r$); γ auf der rechten Seite = vorher erhaltener Gierwinkel.

Damit die Gleichung (9) eine physikalische Bedeutung hat, ist die folgende Bedingung zu erfüllen:
(Formel 24):

$$1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{L_f K_f - L_r K_r}{K_f K_r} v^2 + \frac{K_f + K_r}{2L^2 K_f K_r} \cdot M \frac{v}{\gamma} > 0 \quad (10)$$

Unter Einführung eines Stabilitätsfaktors A' , der unter Erweiterung auf das Fahrzeug mit einer Hinterachsdifferential-Begrenzungssteuerung angewandt wird, erhält man die folgende Gleichung:
(Formel 25):

$$A' = A + \frac{K_f + K_r}{2L^2 K_f K_r} \cdot \frac{M}{v \gamma} \quad (11)$$

mit A = Stabilitätsfaktor in einem Fall, in dem die Hinterachsdifferential-Drehkraftbegrenzungssteuerung frei ist.

Wenn daher der Gierwinkel γ durch Nach-Innen-Ziehen vergrößert wird ($\Delta\gamma > 0$), wird die Abweichung ΔA des Stabilitätsfaktors wie folgt geschrieben:
(Formel 26):

$$\Delta A = \left(\frac{\delta f}{G \gamma \delta f + \Delta \gamma} - \frac{1}{G \gamma} \right) / LV$$

In der obigen Gleichung bezeichnet $G \gamma$ eine Gierwinkelzunahme des Lenkwinkels δf des Vorderrads, und die Gierwinkelzunahme wird wie folgt geschrieben:
(Formel 27):

$$G \gamma = \left(\frac{1}{1 - \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{L_f K_f - L_r K_r}{K_f K_r} V^2} \right) \frac{V}{L}$$

Infolgedessen wird das Moment M , das zur Aufhebung des Nach-Innen-Ziehens erforderlich ist, wie folgt geschrieben:
(Formel 28):

$$M = - \Delta A \frac{2L^2 K_f K_r V \gamma}{K_f + K_r}$$

Ferner ist die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft T_d wie folgt gegeben:
(Formel 29):

$$T_d = (M/d) \cdot R$$

mit R = Reifendurchmesser und d = Lauffläche.

Unter Bezugnahme auf Fig. 6 wird nun die Funktionsweise des Drehkraftverteilung-Steuersystems beschrieben.

Signale des Gierwinkels γ , der von dem Gierwinkelsensor 44 erfaßt wird, des Lenkwinkels δf , der von dem Lenkwinkelsensor 42 erfaßt wird, und der Fahrzeuggeschwindigkeit V , die von dem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 43 erfaßt wird, werden in eine Steuereinheit 70 eingegeben. In der Steuereinheit 70 ist eine Gierwinkelzunahme-Bestimmungseinrichtung 71 vorgesehen, in der eine Gierwinkelzunahme $G \gamma$ des vorbestimmten Lenkwinkels δf des Vorderrads entweder aus den vorgenannten Gleichungen oder durch Lesen aus einer Tabelle bestimmt wird. Die Fahrzeuggeschwindigkeit V und der Lenkwinkel δf werden in eine Sollgierwinkel-Rechen-einrichtung 72 eingegeben, in der ein Soll-Gierwinkel g_t , der dem Fahrzustand auf der Fahrbahn mit großem Reibwert entspricht, auf der Basis der vorgenannten Bewegungsgleichungen berechnet wird. Der berechnete Soll-Gierwinkel γ_t und der Ist-Gierwinkel g werden in eine Differenzrecheneinrichtung 62 eingegeben, in der die Differenz $\Delta \gamma$ ($\Delta \gamma = \gamma - \gamma_t$ mit $\Delta \gamma > 0$) berechnet wird. Somit wird ein Nach-Innen-Ziehen durch eine Zunahme des Ist-Gierwinkels γ detektiert, und außerdem wird das Ausmaß des Nach-Innen-Ziehens aus der Abweichung $\Delta \gamma$ erhalten.

Die Gierwinkelzunahme $G \gamma$ und die Gierwinkelabweichung $\Delta \gamma$ die dem Ausmaß des Nach-Innen-Ziehens entsprechen, werden in eine Giermomentrecheneinrichtung 74 eingegeben. Darin wird zuerst eine Abweichung des Stabilitätsfaktors als ΔA erhalten unter Nutzung der Gierwinkelzunahme $G \gamma$ und der Gierwinkelabweichung $\Delta \gamma$. Da der Stabilitätsfaktor auf der leicht untersteuernden Seite vorgegeben ist, wird, wenn durch das Nach-Innen-Ziehen eine Gierwinkelabweichung $\Delta \gamma$ erzeugt wird, die Abweichung ΔA des Stabilitätsfaktors zu einem negativen Wert (also auf der Übersteuerungsseite) entsprechend der Gierwinkelabweichung $\Delta \gamma$. Auf der Basis der berechneten Abweichung ΔA wird schließlich ein Giermoment M berechnet, das zur Aufhebung der Abweichung ΔA erforderlich ist.

Das Giermoment M wird in die Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft-Recheneinrichtung 75 eingegeben, in der eine Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft T_d berechnet wird. Dieses Drehkraftsignal T_d wird dann in der Einschaltdauer-Umwandlungseinrichtung 76 in eine Einschaltdauer D umgewandelt, und dann wird das Einschalt Dauersignal D an das Magnetventil 40' abgegeben.

Die von dem Zwischendifferential 20 und der zentralen Kupplung 27 verteilte Drehkraft wird auf das Hinterachsdifferential 11 übertragen. Wenn die Hinterachskupplung 28 ausgerückt wird, verteilt das Hinterachsdifferential 11 die Antriebskraft gleichmäßig auf das linke Hinterrad 13L und das rechte Hinterrad 13R. Wenn

ferner in diesem Fall das Gaspedal losgelassen wird, wird auch die Bremskraft gleichmäßig verteilt. Wenn die Hinterachskupplung 28 von der hydraulischen Steuereinrichtung 32' eingerückt wird, wird in der Hinterachskupplung 28 eine Differentialbegrenzungs-drehkraft T_d erzeugt, und die Drehkraftverteilung zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad 13L und 13R wird durch den Differentialbegrenzungsbetrieb geändert. Wenn also die Antriebskraft aufgebracht wird, wird die Drehkraft von dem schnellen Rad auf das langsame Rad (das Rad mit Haftung) entsprechend der Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d übertragen. Wenn dagegen die Drehgeschwindigkeit des äußeren Rads größer als die des inneren Rads ist, während das Fahrzeug bei losgelassenem Gaspedal durch eine Kurve fährt, wird die Bremskraft stärker auf das Außenrad als auf das Innenrad entsprechend der Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d verteilt.

Im Betrieb des Fahrzeugs werden in die Steuereinheit 70 Signale des Lenkwinkels δ_f , der Fahrzeuggeschwindigkeit V und des Gierwinkels γ eingegeben, und das Fahrzeugverhalten wird ständig überwacht. Wenn sich das Fahrzeugverhalten nicht ändert, während das Fahrzeug geradeaus fährt oder Kurven durchfährt, stimmt der Soll-Gierwinkel γ_t , der aus dem Lenkwinkel δ_f und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in der Sollgierwinkel-Recheneinrichtung 72 berechnet wurde, mit dem Ist-Gierwinkel γ überein, und daher ändert sich der Stabilitätsfaktor nicht. Somit bleibt die Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d Null.

Wenn dagegen das Fahrzeug in den Zustand des Nach-Innen-Ziehens gelangt, d. h. wenn das Fahrzeug abrupt nach innen dreht, während es bei losgelassenem Gaspedal mit hoher Geschwindigkeit durch eine Kurve fährt, wird der Ist-Gierwinkel γ größer. Dann berechnet die Abweichungsrecheneinrichtung 73 die Abweichung $\Delta\gamma$ des Ist-Gierwinkels γ von dem Soll-Gierwinkel γ_t , und das Ausmaß des Nach-Innen-Ziehens wird detektiert. In der Giermomentrecheneinrichtung 74 wird diese Abweichung $\Delta\gamma$ dann in die Abweichung ΔA des Stabilitätsfaktors umgewandelt, und dann wird darin das Giermoment M zur Aufhebung dieser Abweichung ΔA berechnet.

Dann wird in der Recheneinrichtung 75 für die Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft die Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft T_d entsprechend dem berechneten Giermoment M berechnet, und diese Drehkraft T_d wird auf die Hinterachskupplung 28 aufgebracht. Wenn also das Fahrzeug mit hoher Geschwindigkeit bei losgelassenem Gaspedal dreht, wird entsprechend dieser Drehkraft T_d das Bremsmoment mehr auf das hintere Außenrad als auf das hintere Innenrad verteilt, und infolgedessen wird das Moment M erzeugt, das das Nach-Innen-Drücken aufhebt, so daß diese Erscheinung verhindert wird. Da ferner in dem Steuersystem dieser Ausführungsform eine Rückführungsregelung durchgeführt wird, so daß der Ist-Gierwinkel γ mit dem Soll-Gierwinkel γ_t übereinstimmt, geht das Fahrzeug niemals zur Seite einer ungünstigen starken Untersteuerung, und es kann nur das Phänomen des Nach-Innen-Ziehens sicher vermieden werden. Da ferner das Steuersystem so aufgebaut ist, daß die Gierwinkelabweichung $\Delta\gamma$ in die Abweichung ΔA des Stabilitätsfaktors umgewandelt wird, behält die Lenkcharakteristik eine schwache Untersteuerung bei, wofür sie ursprünglich ausgelegt ist.

Bei dieser Ausführungsform des Drehkraftverteilung-Steuersystems wurde ein Beispiel der Steuerung der Drehkraftverteilung zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad beschrieben. Die Grundmerkmale des Steuersystems sind jedoch auch bei einem Steuersystem für die Aufteilung der Drehkraft zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad anwendbar.

Unter Bezugnahme auf Fig. 4 wird eine zweite Ausführungsform beschrieben. Diese ist ein anderes Beispiel der Reibwertschätzeinrichtung 51.

Das Prinzip dieser zweiten Ausführungsform basiert auf der Schätzung des Seitenkraftbeiwerts der Vorder- und Hinterräder unter Erweiterung des Seitenkraftbeiwerts auf einen nichtlinearen Bereich entsprechend der Theorie der adaptiven Steuerung, deren Variablen eine Abweichung der Querschleunigung und eine Abweichung des Ist-Gierwinkels umfassen. Das heißt, in dem adaptiven Beobachtungssystem, das den Lenkwinkel, die Fahrzeuggeschwindigkeit und den geschätzten Seitenkraftbeiwert umfaßt, wird der Seitenkraftbeiwert geschätzt durch Erweitern des Gierwinkels und der Querschleunigung auf den nichtlinearen Bereich auf der Basis des Fahrzeugbewegungsmodells im linearen Bereich.

Die Fahrzeuggeschwindigkeit V , die von dem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 43 erfaßt wird, der Lenkwinkel δ_f , der von dem Lenkwinkelsensor 42 erfaßt wird, der Gierwinkel γ , der von dem Gierwinkelsensor 44 erfaßt wird, und die Querschleunigung G_y , die von dem Querschleunigungssensor 48 erfaßt wird, werden in die Reibwertschätzeinrichtung 51 eingegeben. Diese Einrichtung 51 hat eine Gierwinkel- und Querschleunigungs-Recheneinheit (adaptives Beobachtungssystem) 61, in die der Lenkwinkel δ_f , die Fahrzeuggeschwindigkeit V und der Seitenkraftbeiwert K_f , K_r der Vorder- und der Hinterräder eingegeben werden. In der Gierwinkel- und Querschleunigungs-Recheneinheit 61 werden ein Gierwinkel γ_n und eine Querschleunigung G_{yn} berechnet, indem diese Parameter entsprechend dem Fahrzeugbewegungsmodell im linearen Bereich verwendet werden. Der berechnete Gierwinkel γ_n , die berechnete Querschleunigung G_{yn} , der erfaßte Gierwinkel γ und die erfaßte Querschleunigung G_y werden in eine Abweichungsrecheneinrichtung 62 eingegeben, in der die Abweichung $\Delta\gamma$ des berechneten Gierwinkels γ_n von dem erfaßten Gierwinkel γ und eine Abweichung ΔG der berechneten Querschleunigung G_{yn} von der erfaßten Querschleunigung G_y berechnet werden.

Diese Abweichungen $\Delta\gamma$ und ΔG werden in eine Reifencharakteristik-Steuereinrichtung (adaptive Steuereinrichtung) 63 eingegeben, in der die Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r der Vorder- und Hinterräder bei einem Grenzverhalten geschätzt werden. In einem Fall, in dem die Ist-Querschleunigung G_y verringert wird und ΔG positiv ist und somit beurteilt wird, daß das Fahrzeug in dem Grenzbereich nach außen schiebt oder durchdreht, sollten dabei die beiden Seitenkraftbeiwerte K_f und K_r verringert werden. In einem Fall dagegen, in dem ΔG negativ ist und daher beurteilt wird, daß das Fahrzeug nach innen drückt, sollten sowohl K_f als auch K_r vergrößert werden. In einem Fall, in dem der Ist-Gierwinkel γ kleiner wird und $\Delta\gamma$ positiv ist, so daß beurteilt wird, daß das Fahrzeug nach außen schiebt, sollte der Seitenkraftbeiwert K_f der Vorderräder verringert und K_r der Hinterräder vergrößert werden. In einem Fall, in dem der Ist-Gierwinkel γ zunimmt und $\Delta\gamma$ negativ ist, so daß beurteilt wird, daß das Fahrzeug durchdreht, sollte K_f der Vorderräder vergrößert und K_r der Hinterräder verringert werden. In der nachstehenden Tabelle ist zusammengefaßt, wie die Seitenkraftbeiwerte K_f , K_r nach Maßgabe des

Zustands beider Abweichungen $\Delta\gamma$, ΔG korrigiert werden.

Tabelle 1

5	Kf	Kr	
	Verringern	Verringern	bei $\Delta G > 0$
	Vergrößern	Vergrößern	bei $\Delta G < 0$
10	Verringern	Vergrößern	bei $\Delta\gamma > 0$
	Vergrößern	Verringern	bei $\Delta\gamma < 0$

Wie Fig. 5 zeigt, werden die Seitenkraftbeiwerte Kf, Kr, die dem Nach-Außen-Schieben oder Durchdrehen des Fahrzeugs im Grenzbereich entsprechen, in jedem Augenblick dadurch exakt bestimmt, daß die vorher erhaltenen Seitenkraftbeiwerte um ein vorbestimmtes Inkrement entsprechend der Tabelle 1 verringert oder vergrößert werden.

Somit werden geschätzte Seitenkraftbeiwerte Kf, Kr der Vorder- und Hinterräder in die Reibwertbestimmungseinrichtung 64 eingegeben, und der Reibwert der Vorder- und Hinterräder wird jeweils durch Vergleich der geschätzten Seitenkraftbeiwerte mit denjenigen der Fahrbahn mit großem Reibwert auf die gleiche Weise wie bei der ersten Ausführungsform geschätzt. Der geschätzte Reibwert E ist unter den obigen geschätzten Reibwerten ein größerer Reibwert.

Bei dieser zweiten Ausführungsform berechnet die Gierwinkel- und Querschleunigungs-Recheneinheit 61 der Reibwertschätzeinrichtung 51 den Gierwinkel γ_n und die Querschleunigung G_{yn} auf der Basis des Lenkwinkels δ_f , der Fahrzeuggeschwindigkeit V, der geschätzten Seitenkraftbeiwerte Kf, Kr im vorhergehenden Augenblick, und die Abweichungsrecheneinrichtung 62 berechnet die Abweichung $\Delta\gamma$ des Ist-Gierwinkels γ von dem berechneten Gierwinkel γ_n und die Abweichung ΔG der Ist-Querschleunigung G_y von der berechneten Querschleunigung G_{yn} . Ferner schätzt die Reifencharakteristik-Steuereinrichtung 63 die momentanen Seitenkraftbeiwerte Kf, Kr auf der Basis der Korrektur des Seitenkraftbeiwerts nach Maßgabe des Zustands der beiden Abweichungen $\Delta\gamma$ und ΔG . Wenn das Fahrzeug auf der Fahrbahn mit kleinem Reibwert nach außen schiebt oder durchdreht, wird das Fahrzeugverhalten als die Abweichung $\Delta\gamma$ des Gierwinkels und die Abweichung ΔG der Querschleunigung detektiert, und die Seitenkraftbeiwerte Kf, Kr der Vorder- und Hinterräder in einem Zustand des seitlichen Schlupfs können mit hoher Präzision geschätzt werden.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß das Drehkraftverteilung-Steuersystem gemäß der Erfindung für sicheres und komfortables Fahren unter allen Fahrbahnbedingungen oder in einem Grenzbereich des Fahrzeugverhaltens sorgt, indem die Antriebsdrehkraft richtig auf die Räder verteilt wird.

Der Steuermechanismus zur Drehkraftverteilung auf die Vorder- und Hinterräder umfaßt eine Reibwertschätzeinrichtung zum Schätzen eines Reibwerts der Fahrbahn aufgrund der Seitenkraftbeiwerte der Vorder- und Hinterräder, eine Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen eines Soll-Gierwinkels nach Maßgabe des Fahrzustands des Fahrzeugs auf der Fahrbahn mit großem Reibwert, und zwar auf der Basis eines Lenkwinkels und einer Fahrzeuggeschwindigkeit, eine Soll-Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors nach Maßgabe der Differenz zwischen dem Soll- und dem Ist-Gierwinkel, eine Eingangsdrehkraft-Schätzeinrichtung zum Schätzen einer Eingangsdrehkraft des Zwischendifferentials, eine Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses zwischen den Vorder- und Hinterrädern aus Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs, die auf einen nichtlinearen Bereich erweitert werden, und zwar auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Ist-Gierwinkels, der Eingangsdrehkraft, des geschätzten Reibwerts der Fahrbahn und des Soll-Stabilitätsfaktors, und eine Recheneinrichtung zum Berechnen einer Zwischendifferential-Begrenzungs-drehkraft auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses zwischen den Vorder- und Hinterrädern und der Eingangsdrehkraft.

Bei dem so aufgebauten Drehkraftverteilung-Steuermechanismus zwischen den Vorder- und Hinterrädern wird die Drehkraft, wenn das Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit großem Reibwert fährt, zwischen den Vorder- und Hinterrädern richtig verteilt, und zwar nach Maßgabe der Fahrbedingungen des Fahrzeugs wie etwa Geradeausfahrt und Kurvenfahrt, so daß die Handlichkeit des Fahrzeugs ausgezeichnet ist.

Wenn dagegen das Fahrzeug auf einer Fahrbahn mit kleinem Reibwert fährt, kann dadurch, daß ein Reibwert mit hoher Genauigkeit geschätzt werden kann und die Drehkraft zwischen den Vorder- und Hinterrädern richtig verteilt wird, ein Durchdrehen oder Nach-Außen-Schieben des Fahrzeugs verhindert werden.

Der Drehkraftverteilungsmechanismus zwischen dem linken und dem rechten Hinterrad umfaßt gemäß der Erfindung eine Sollgierwinkel-Recheneinrichtung zum Berechnen eines Soll-Gierwinkels aus Fahrzeugbewegungsgleichungen auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit, eine Abweichungsrecheneinrichtung zum Berechnen einer Abweichung des Ist-Gierwinkels von dem Soll-Gierwinkel entsprechend dem Ausmaß eines Nach-Innen-Ziehens, eine Gierwinkelzunahme-Bestimmungseinrichtung zum Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis einer vorgegebenen Tabelle, in der als Parameter die Fahrzeuggeschwindigkeit enthalten ist, eine Giermomentrecheneinrichtung zum Berechnen eines Giermoments, das erforderlich ist, um die Abweichung des Stabilitätsfaktors aufzuheben, die aus der obigen Abweichung des Ist-Gierwinkels und der obigen Gierwinkelzunahme berechnet wurde, und eine Recheneinrichtung zum Berechnen einer Hinterachsdifferential-Begrenzungs-drehkraft nach Maßgabe des obigen Giermoments.

Da bei dem so aufgebauten Drehkraftverteilungsmechanismus zwischen dem linken und dem rechten Hinterad das Ausmaß des Nach-Innen-Drückens exakt detektiert werden kann, kann eine Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft, die zur Aufhebung des Nach-Innen-Drückens erforderlich ist, berechnet werden. Die berechnete Hinterachsdifferential-Begrenzungsdrehkraft erzeugt ein Giermoment, so daß das Phänomen des Nach-Innen-Drückens des Fahrzeugs verhindert werden kann.

Patentansprüche

1. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdrehkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch
 eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung (51) zum Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und
 einen Antriebskraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdrehkraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses. 10
2. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdrehkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch
 eine Giermomentrecheneinrichtung (74) zum Berechnen eines Giermoments;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses nach Maßgabe des Giermoments; und
 einen Antriebskraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdrehkraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses. 15
3. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdrehkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch
 einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels;
 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels;
 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung (51) zum Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Gierwinkels, des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und
 einen Antriebskraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdrehkraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses. 20
4. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdrehkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch
 einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels;
 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels;
 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;
 einen Querschleunigungssensor (48) zum Messen einer Querschleunigung;
 eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung (51) zum Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Gierwinkels, des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querschleunigung;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und
 einen Antriebskraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdrehkraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses. 25
5. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdrehkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch
 einen Drehzahlsensor (45) zum Messen einer Motordrehzahl;
 einen Gaspedalöffnungswinkelsensor (46) zum Messen eines Gaspedalöffnungswinkels;
 einen Getriebestellungssensor (47) zum Erfassen einer Getriebestellung;
 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels;
 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;
 einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs;
 eine Eingangsdrehkraft-Schätzeinrichtung (54) zum Abschätzen der Eingangsdrehkraft auf der Basis der Motordrehzahl,
 des Gaspedalöffnungswinkels und der Getriebestellung;
 eine Einheit (52) zum Bestimmen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Einrichtung (58) zum Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung (53) zum Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors auf der Basis des Soll-Gierwinkels, des Gierwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierwinkelzunahme;
 eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung (51) zum Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses auf der Basis der Eingangsdrehkraft, des Soll-Stabilitätsfaktors, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Gierwinkels und des Reibwerts; und
 einen Drehkraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdrehkraft auf die Räder auf der Basis 30

des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

6. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdruckkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch

5 einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels;
 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels;
 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Recheneinrichtung (72) zum Berechnen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 10 eine Abweichungsrecheneinrichtung (62) zum Berechnen einer Abweichung des Gierwinkels von dem Soll-Gierwinkel auf der Basis des Gierwinkels und des Soll-Gierwinkels;
 eine Einrichtung (71) zum Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 eine Giermomentrecheneinrichtung (74) zum Berechnen eines Giermoments auf der Basis der Abweichung des Gierwinkels von dem Soll-Gierwinkel und auf der Basis der Gierwinkelzunahme; und
 15 einen Drehkraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdruckkraft auf die Räder nach Maßgabe des Giermoments.

7. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, um eine Eingangsdruckkraft auf die Räder zu verteilen, gekennzeichnet durch

20 einen Motordrehzahlsensor (45) zum Messen einer Motordrehzahl;
 einen Gaspedalöffnungswinkelsensor (46) zum Messen eines Gaspedalöffnungswinkels;
 einen Getriebebestellungssensor (47) zum Erfassen einer Getriebebestellung;
 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels;
 einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;
 einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs;
 25 einen Querb beschleunigungssensor (48) zum Messen einer Querb beschleunigung des Fahrzeugs;
 eine Schätz einrichtung (54) zum Abschätzen einer Eingangsdruckkraft auf der Basis der Motordrehzahl, des Gaspedalöffnungswinkels und der Getriebebestellung;
 eine Einrichtung (52) zum Bestimmen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;
 30 eine Soll-Lenkcharakteristik-Bestimmungseinrichtung (53) zum Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors auf der Basis des Soll-Gierwinkels und des Gierwinkels;
 eine Schätz einrichtung (51) zum Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahn decke auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels;
 eine Recheneinrichtung (55) zum Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses auf der Basis der Eingangsdruckkraft, des Soll-Stabilitätsfaktors, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Gierwinkels, der Querb beschleunigung und des Reibwerts; und
 35 einen Drehkraftverteilungsmechanismus zum Verteilen der Eingangsdruckkraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

8. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibwert geschätzt wird durch Vergleichen eines Seitenkraftbeiwerts eines Rads, der auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels nach Maßgabe von Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs berechnet wurde, mit einem Referenz-Seitenkraftbeiwert des Rads auf einer Fahrbahn mit großem Reibwert.

9. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Fahrbahnreibwert-Schätz einrichtung (51) folgendes aufweist:

45 eine Recheneinheit (61) zum Berechnen eines Gierwinkels und einer Querb beschleunigung nach Maßgabe von Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und von Seitenkraftbeiwerten,
 eine Recheneinheit (62) zum Berechnen einer Abweichung des Ist-Gierwinkels von dem berechneten Gierwinkel und einer Abweichung der Ist-Querb beschleunigung von der berechneten Querb beschleunigung,
 50 eine Reifencharakteristik-Steuereinheit (63) zum Abschätzen von Seitenkraftbeiwerten von Rädern auf der Basis der Abweichung des Ist-Gierwinkels und der Abweichung der Ist-Querb beschleunigung, und
 eine Einheit (64) zum Bestimmen eines Reibwerts einer Fahrbahn decke auf der Basis der Seitenkraftbeiwerte und zum Abgeben des Reibwerts an die Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung, um das Drehkraftverteilungsverhältnis auf der Basis des Reibwerts zu berechnen.

10. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß es die Eingangsdruckkraft auf die Vorder- und Hinterräder verteilt.

11. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:

60 Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahn decke;
 Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und
 Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.
 12. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte:
 65 Berechnen eines Giermoments;
 Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses nach Maßgabe des Giermoments; und
 Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.
 13. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die

folgenden Schritte:

Messen eines Gierwinkels;

Messen eines Lenkwinkels;

Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;

Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Gierwinkels, des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit; 5

Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und

Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

14. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte: 10

Messen eines Gierwinkels;

Messen eines Lenkwinkels;

Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;

Messen einer Querschleunigung;

Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Gierwinkels, des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Querschleunigung; 15

Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses unter Nutzung des Reibwerts; und

Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

15. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte: 20

Messen einer Motordrehzahl;

Messen eines Gaspedalöffnungswinkels;

Erfassen einer Getriebestellung;

Messen eines Lenkwinkels;

Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;

Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs; 25

Abschätzen der Antriebskraft auf der Basis der Motordrehzahl, des Gaspedalöffnungswinkels und der Getriebestellung;

Bestimmen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit; 30

Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors auf der Basis des Soll-Gierwinkels, des Gierwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gierwinkelzunahme;

Abschätzen eines Reibwerts einer Fahrbahndecke auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels; 35

Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses auf der Basis der Antriebskraft, des Soll-Stabilitätsfaktors, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Gierwinkels und des Reibwerts; und

Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

16. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte: 40

Messen eines Gierwinkels;

Messen eines Lenkwinkels;

Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;

Berechnen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Berechnen einer Abweichung des Gierwinkels von dem Soll-Gierwinkel auf der Basis des Gierwinkels und des Soll-Gierwinkels; 45

Bestimmen einer Gierwinkelzunahme auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Berechnen eines Giermoments auf der Basis der Abweichung des Gierwinkels von dem Soll-Gierwinkel und auf der Basis der Gierwinkelzunahme; und

Verteilen der Antriebskraft auf die Räder nach Maßgabe des Giermoments.

17. Verfahren zum Verteilen einer Antriebskraft auf die Räder eines Fahrzeugs, gekennzeichnet durch die folgenden Schritte: 50

Messen einer Motordrehzahl;

Messen eines Gaspedalöffnungswinkels;

Erfassen einer Getriebestellung;

Messen eines Lenkwinkels; 55

Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit;

Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs;

Messen einer Querschleunigung des Fahrzeugs;

Abschätzen der Antriebskraft auf der Basis der Motordrehzahl, des Gaspedalöffnungswinkels und der Getriebestellung; 60

Bestimmen eines Soll-Gierwinkels auf der Basis des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit;

Bestimmen eines Soll-Stabilitätsfaktors auf der Basis des Soll-Gierwinkels und des Gierwinkels;

Abschätzen eines Reibwerts der Fahrbahndecke auf der Basis des Lenkwinkels, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Gierwinkels; 65

Berechnen eines Drehkraftverteilungsverhältnisses auf der Basis der Antriebskraft, des Soll-Stabilitätsfaktors, der Fahrzeuggeschwindigkeit, des Gierwinkels, der Querschleunigung und des Reibwerts; und

Verteilen der Antriebskraft auf die Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses.

18. Steuersystem zur Antriebskraftverteilung in einem Fahrzeug, das folgendes aufweist:

eine zentrale Kupplung (27) zum Verteilen einer Drehkraft von einem Motor (1) auf ein Vorder- bzw. ein Hinterrad,
eine Schätzeinrichtung (54) zum Abschätzen einer Eingangsdrehkraft auf der Basis von Motorbetriebszuständen und zum Erzeugen eines Eingangsdrehkraftsignals,
5 einen Lenkwinkelsensor (42) zum Messen eines Lenkwinkels und zum Erzeugen eines Lenkwinkelsignals,
einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (43) zum Messen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und zum Erzeugen eines Fahrzeuggeschwindigkeitssignals und einen Gierwinkelsensor (44) zum Messen eines Gierwinkels des Fahrzeugs und zum Abgeben eines Gierwinkelsignals,
das ferner folgendes aufweist:
10 eine Sollgierwinkel-Bestimmungseinrichtung (52), die auf das Lenkwinkel- und das Fahrzeuggeschwindigkeitssignal anspricht;
eine Gierwinkelzunahme-Bestimmungseinrichtung (58), die aufgrund des Fahrzeuggeschwindigkeitssignals eine Gierwinkelzunahme feststellt und ein Gierwinkelzunahmesignal erzeugt;
eine Fahrbahnreibwert-Schätzeinrichtung (51), die aufgrund des Gierwinkelsignals, des Fahrzeuggeschwindigkeitssignals und des Lenkwinkelsignals einen Reibwert einer Fahrbahndecke abschätzt und ein Reibwertsignal abgibt;
15 eine Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung (55), die aufgrund des Eingangsdrehkraft-, des Sollstabilitätsfaktor-, des Fahrzeuggeschwindigkeits-, des Gierwinkel- und des Reibwertsignals ein Drehkraftverteilungsverhältnis berechnet und ein Drehkraftverteilungssignal abgibt;
eine Drehkraftverteilungsverhältnis-Recheneinrichtung, die aufgrund des Drehkraftverteilungsverhältnis-Signals und des Eingangsdrehkraftsignals ein Drehkraftverteilungsverhältnis unter Nutzung eines Reibwerts berechnet und ein Drehkraftsignal erzeugt; und
20 einen Antriebskraftverteilungsmechanismus, der aufgrund des Drehkraftsignals die Antriebskraft auf die jeweiligen Räder auf der Basis des Drehkraftverteilungsverhältnisses so verteilt, daß ein Nach-Innen-Ziehen des Fahrzeugs verhindert wird.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

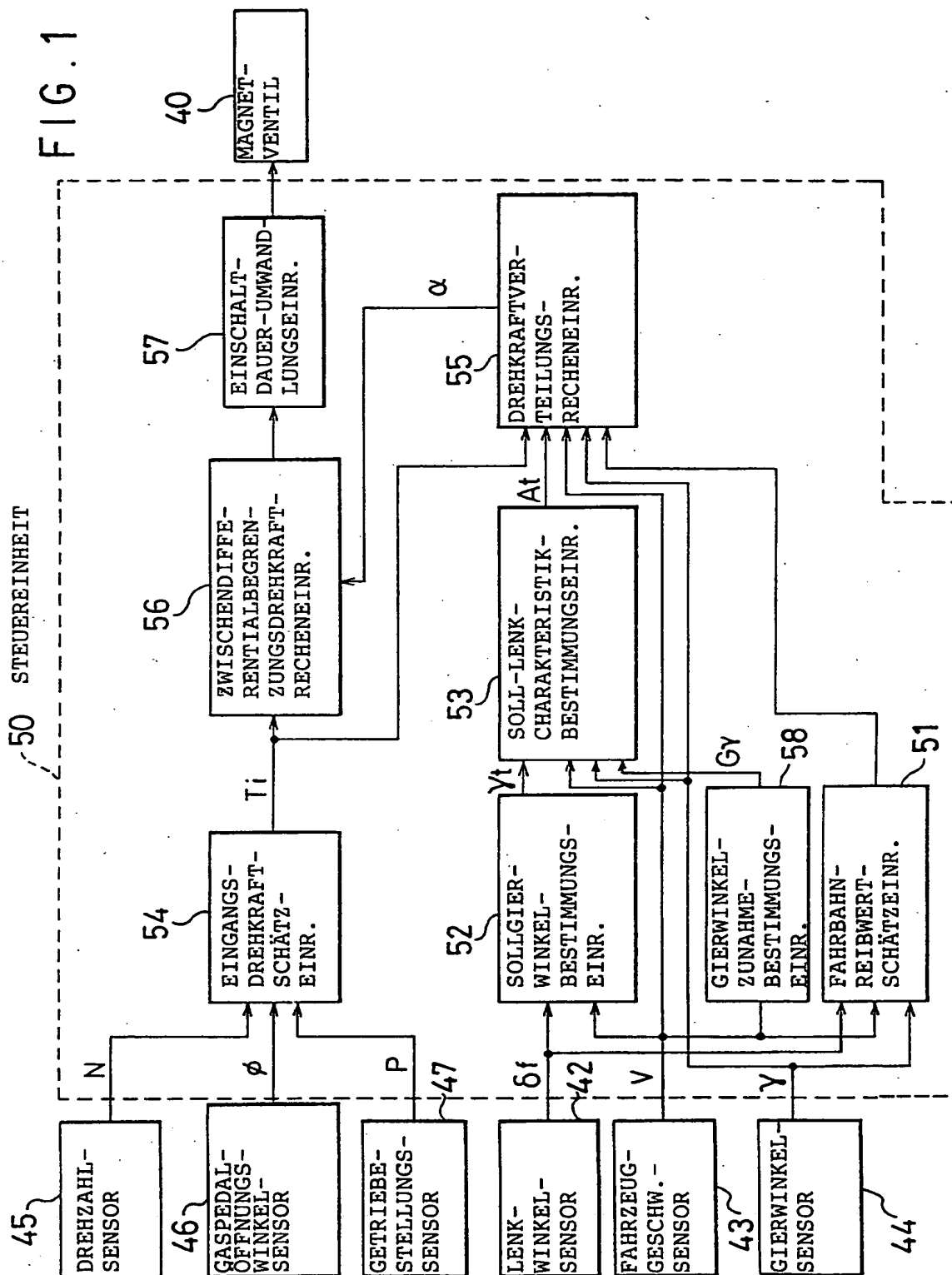


FIG. 3

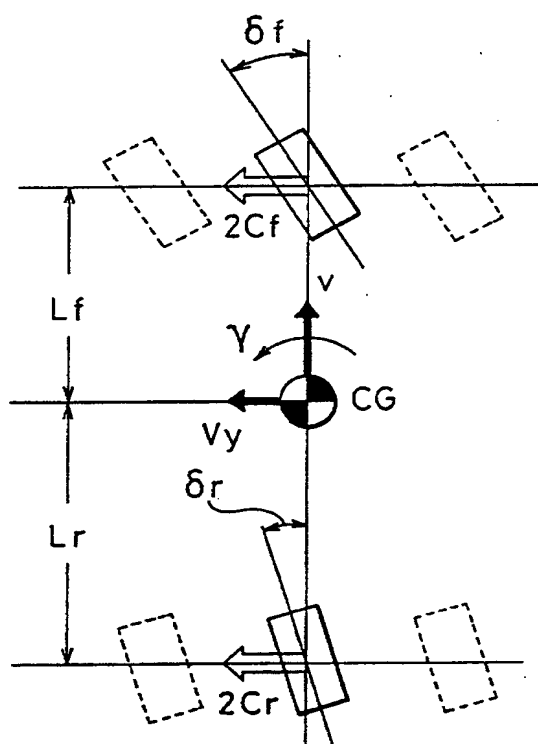


FIG. 4

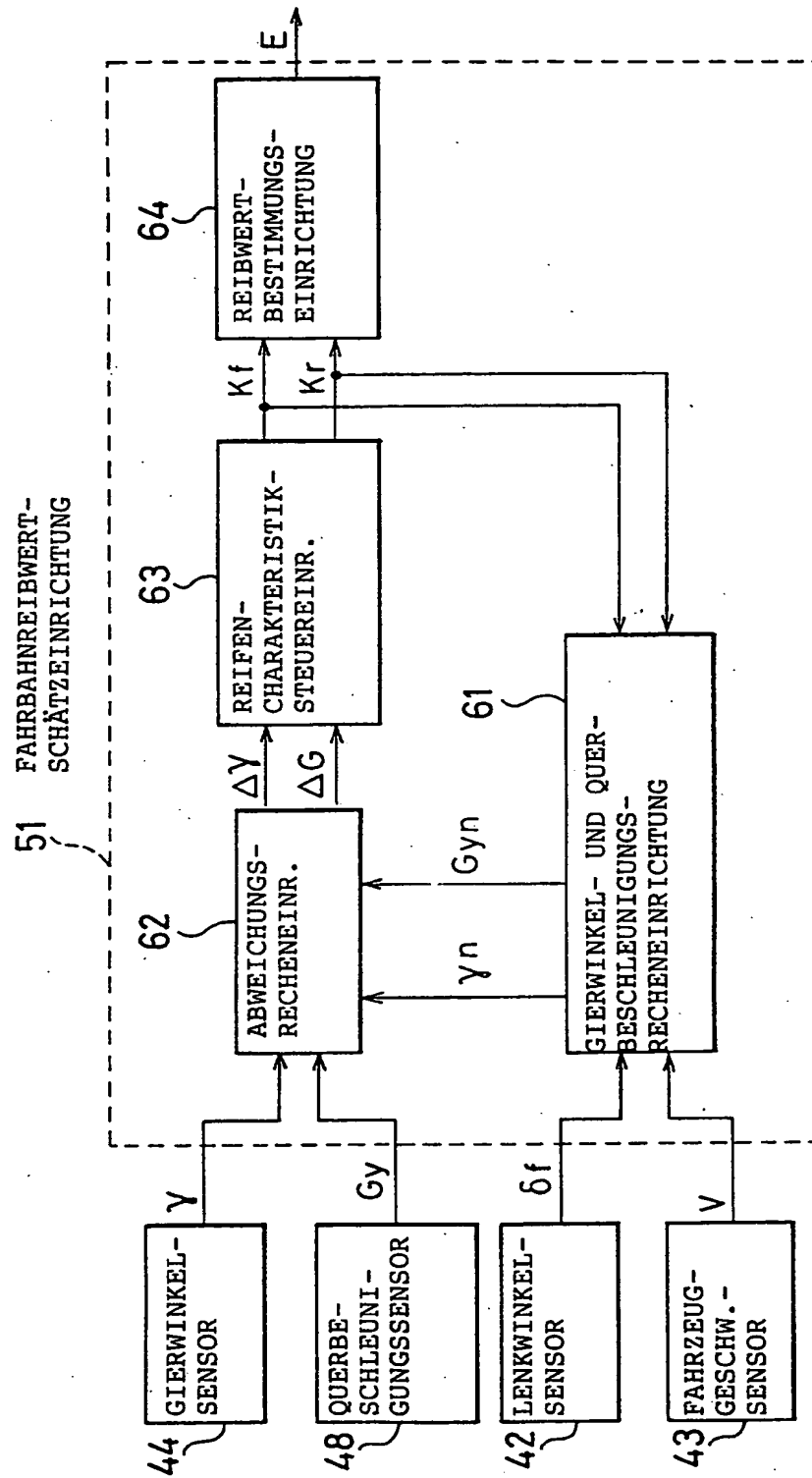


FIG. 5

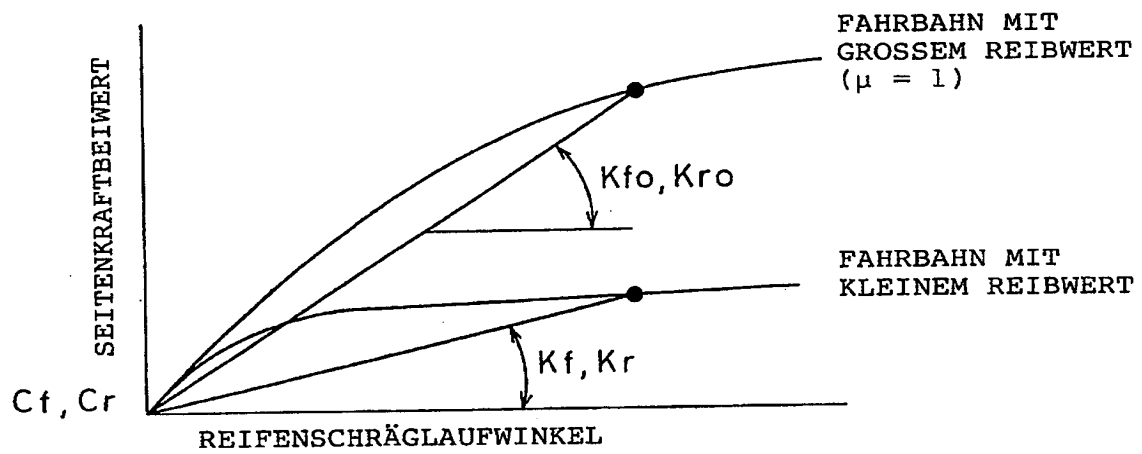


FIG. 6

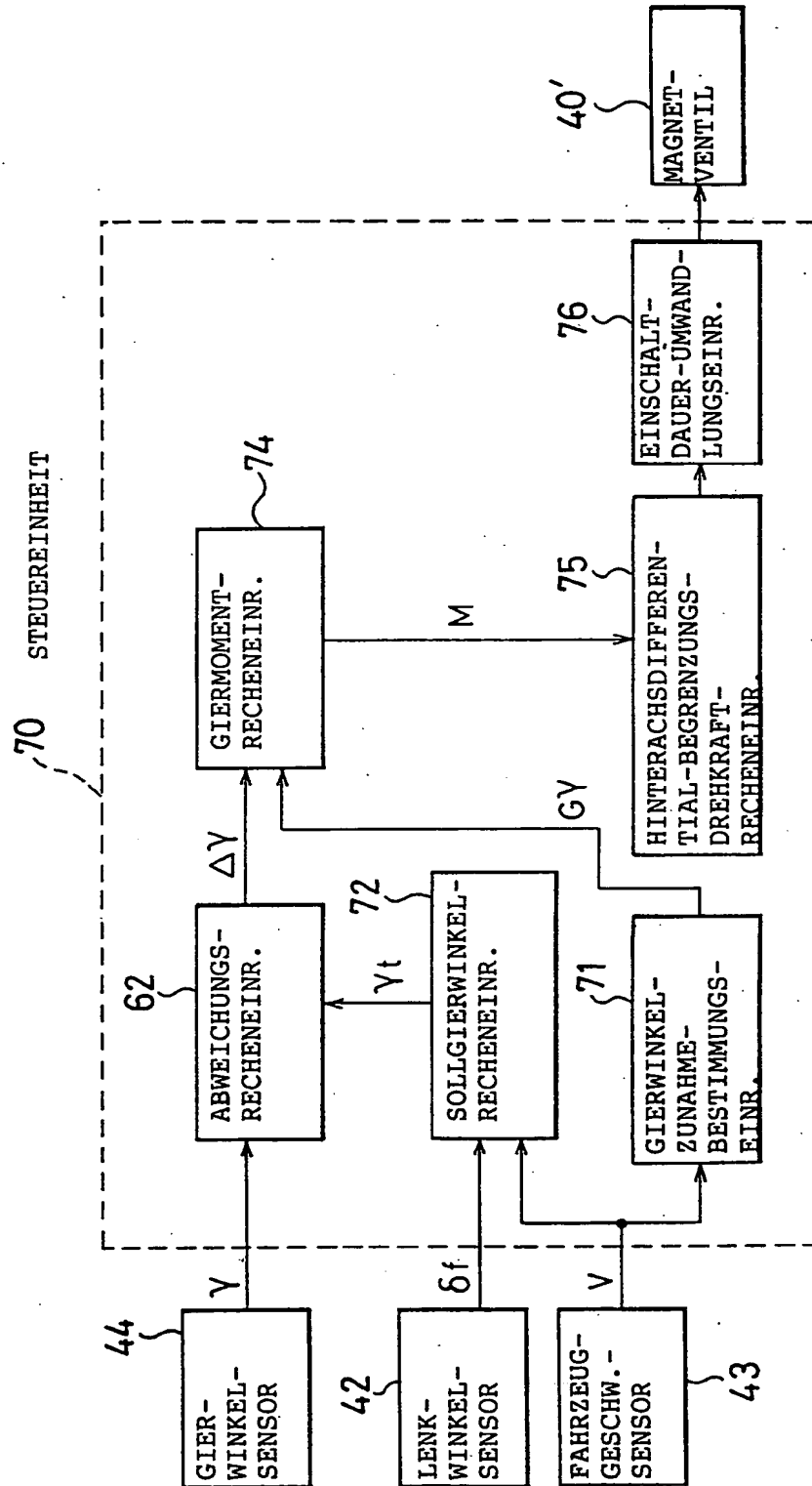


FIG. 7

